

VALVE LIFTING MECHANISM OF INTERNAL-COMBUSTION ENGINE

Patent Number: JP59218316
Publication date: 1984-12-08
Inventor(s): HONDA SHIYOUICHI
Applicant(s): HONDA GIKEN KOGYO KK

Requested Patent: JP59218316

Application Number: JP19830092905 19830526

Priority Number(s):

IPC Classification: F01L1/20

EC Classification:

Equivalents:

Abstract

PURPOSE: To decrease a range to be adjusted by a lash adjuster so as to form an engine in a small size, by supporting one end of a rocker arm to a hydraulic lash adjuster while providing an adjusting screw, adapted to the upper end of a valve stem, in the other end of the rocker arm.

CONSTITUTION: One end of a rocker arm 10 is supported to a plunger 12 of a lash adjuster 11. While the other end of the rocker arm 10 provides an adjusting screw 10b which adjusts a protruding lift of an intake or exhaust valve 4 in its stem direction. The rocker arm 10, whose slipper part 10c is brought in slide contact with a cam 9, opens and closes the valve 4. The adjusting screw 10b, being able to adjust height of a valve seat, length of the valve and dimensional error in manufacture of each part in the other valve lifting system, can decrease an amount to be adjusted of the lash adjuster 11. Accordingly, an engine can be formed in a small size by decreasing the total length of the lash adjuster 11.

Data supplied from the esp@cenet database - I2

⑯ 日本国特許庁 (JP) ⑮ 特許出願公開
⑰ 公開特許公報 (A) 昭59-218316

⑯ Int. Cl. 3 ⑯ 識別記号 ⑯ 廷内整理番号 ⑯ 公開 昭和59年(1984)12月8日
F 01 L 1/20 ⑯ 7049-3G ⑯ 7049-3G
// F 01 L 1/24

⑯ 発明の数 1
審査請求 未請求

(全 6 頁)

④ 内燃機関の動弁機構

① 特願 昭58-92905
② 出願 昭58(1983)5月26日
③ 発明者 本田正一

東京都練馬区旭町1-21-1
④ 出願人 本田技研工業株式会社
東京都渋谷区神宮前6丁目27番
8号
④ 代理人 弁理士 志賀正武

明細書

1. 発明の名称

内燃機関の動弁機構

2. 特許請求の範囲

吸気バルブ又は排気バルブの頭頂部の上方に延出する腕部と、前記頭頂部に当接可能に、かつ、略弁軸心方向に進退可能に前記腕部に取り付けられたタベットアジャストスクリューと、機関の回転数に同期して回転するカムに当接するスリップ部とを持つロッカーアームを備え、このロッカーアームの支点部を支持する油圧式ラッシャアジャスタを備えた内燃機関の動弁機構。

3. 発明の詳細な説明

この発明は、4サイクル内燃機関におけるオーバーヘッドカムシャフト(OHC)方式の動弁機構に関するものである。

上記動弁機構として、カムの動きに追随して振動して吸気バルブ又は排気バルブを作動させるロッカーアームの支持を油圧式ラッシャアジャスタ

によつて行うものがある。従来のこの種の動弁機構は、ロッカーアームのバルブ頭頂部上方位置にこの頭頂部に当接する凸部を単に形成したものであつた。油圧式ラッシャアジャスタは、熱膨張や摩耗等によりタベットクリヤランス(すなわち前記ロッカーアームの凸部とバルブの頭頂部との間隙)に変化が生じると、それに応じてロッカーアームの支点部位置を変化させて、タベットクリヤランスを常に零に維持することができる。したがつて、前記の如くロッカーアームに単に凸部を形成するだけで、タベットクリヤランスを常に零に保ち、メンテナンスフリーと静音な運転が達成されるのであるが、動弁系の各部の加工寸法精度のばらつきにより次の様な不具合がある。

すなわち、バルブシート面の高さ、バルブの長さ、ロッカーアーム軸の位置、ロッカーアームの形状等の製作誤差の集積が実際上かなり大きくなるため、油圧式ラッシャアジャスタに必要な調整範囲が、熱膨張や摩耗等を吸収するための本来の調整範囲に加えて、前記製作誤差を吸収するため

の調整範囲を付加しなければならず、全体として必要な調整範囲がかなり大きくなる。例えば、排気量が1気筒当たり150cc程度のエンジンのD、O、H、C式動弁機構（本発明の一実施例である第1図のものがこれに該当する）で、前記供給誤差は4mm以上にも達し、油圧式ラッシャアジャスタの全高が34mmだからこれが12%以上にも達する。

また、前述の如く調整範囲が大きくなると、その分に加えて、油圧式ラッシャアジャスタへの供給油の連通路を確保するために、さらに油圧式ラッシャアジャスタの全高が高くなり、油圧式ラッシャアジャスタの全高が増すとシリンダヘッドの高さも高くなり、したがつてエンジンの全高が高くなつて、エンジンの小型化が妨げられ、また、重量増大、コスト上昇を招く。

この発明は上記従来の欠点を解消するためになされたもので、油圧式ラッシャアジャスタに要求される調整範囲が少なくて済み、したがつて油圧式ラッシャアジャスタの全高を低くすることがで

き、これによつてエンジンの小型化、重量軽減、コスト低減を達成することもできる内燃機関の油圧式ラッシャアジャスタを得ることを目的とし、その特徴とするところは、ロッカーアームの支点部を支持する油圧式ラッシャアジャスタを備え、かつ、ロッカーアームにタベットクリヤランスを調整するためのタベットアジャストスクリューを備えた点にある。

以下、本発明の実施例を図面に従つて説明する。

第1図は、吸気バルブ、排気バルブを各2個づつ持ち、ダブルオーバヘッドカムシャフト（D、O、H、C）式の動弁機構のエンジンの稟部断面図で、同図は排気バルブ側のみを示す。1は図示せぬシリンダに取り付けられるシリンダヘッド、2は燃焼室、3は排気ポート、4は排気バルブ、5はバルブガイドである。排気バルブ4の弁軸4aの上部にはバルブスプリングリテーナ6が取り付けられ、排気バルブ（以下バルブと略す）4はバルブスプリング7、8によりバルブスプリングリテーナ6を介して上方に付勢されている。

バルブ4の上方にはカムシャフト9が設けられ、カムシャフト9とバルブ4との間にはロッカーアーム10が配置され、このロッカーアーム10は油圧式ラッシャアジャスタ11によつて支持されている。

前記ロッカーアーム10は、バルブ4の頭頂部4bの上方に延出する腕部10aと、前記頭頂部4bに当接可能に、かつ、略弁輪心方向に進退可能に前記腕部10aに締合されたタベットアジャストスクリュー10bと、機関の回転数に同期して回転するカム9aに当接するスリップ部10cとを備え、また、タベットアジャストスクリュー10bを調整後にこれを同定するための固定用ナット10dを備えている。ロッカーアーム10のタベットアジャストスクリュー10bと反対側の端部には、油圧式ラッシャアジャスタ11のプランジャ12の半球形頭部12aに支持される半球形凹状の支点部10eが形成されている。

前記油圧式ラッシャアジャスタ11は、従来より用いられているものと同じであるが、拡大して

示す第3図も参照して説明すると、ケーシング13に前述のプランジャ12が摺動可能に収容され、プランジャ12内の中空部12bは、プランジャ12の下方の高圧室14に開口しており、この開口部12cには逆止弁15が設けられ、プランジャ12を上方に付勢するプランジャスプリング16が高圧室14内に配置され、また、プランジャ12の中空部12bは、プランジャ12の側壁にあけた連通孔12dおよびケーシングにあけた連通孔13aを介して圧油供給通路17に通じている。プランジャ12の連通孔12dの部分、およびケーシング13の連通孔13aの部分のそれぞれの摺動面側には、それぞれ幅寸法がAなる浅い槽状の油溝12e、幅寸法がBなる深い槽状の油溝13bが形成されている。プランジャ12の摺動部分の端部には肩部12fが形成され、プランジャ12の最伸長の限底を規制する。第3図に示す最初小時の前記肩部12fとケーシング13に取り付けた係止キャップ13cとの間隙mがこの油圧式ラッシャアジャスタ11の調整範囲

である。

なお、排気バルブ4は並行に2本設けられ第2図に示す如く、それぞれに対応してロッカーアーム10、油圧式ラッシャアジャスタ11が設けられている。また、吸気バルブ側は図示を省略したが、排気バルブ4側と略同じ構造である。

上述の動弁機構は、工場内のエンジン組立時にタベットアジャストスクリュー10bによつて、ロッカーアーム10とバルブ4の頭頂部4bとの間隙、すなわちタベットクリヤランスを常に調整する。この場合、油圧式ラッシャアジャスタ11のプランジャ12の伸長量を例えれば調整範囲の中央位置とし、ロッカーアーム12のスリップ部10cがカム9aのベース内に接触する状態でタベットアジャストスクリュー10bを回してバルブ4の頭頂部4bとの間隙を零とし、固定用ナット10dでその位置に固定する。このタベットアジャストスクリュー10bによる調整は、上述の如くシリングヘッド1のバルブシート面1aの高さ、バルブ4の長さ、ロッカーアーム10の各部

ジャストスクリューを持たない従来のものと比べて、かなり小さくすることができる。このことをプランジャ12とケーシング13との接触部分を示す第4図を参照して説明する。同図は、プランジャ12が隙間まで押し込められた状態、すなわち最縮小時の状態である。第1に前述の如くプランジャ12の肩部12aと係止キヤップ13cとの間に調整範囲mの隙間が必要である。第2に、油の供給通路の確保のため同図の最縮小の状態から最伸長の状態までプランジャ12がmだけ移動した場合、その前後においてプランジャ12の油溝12bとケーシング13の油溝13bとのラップ代Cは一定寸法以上を確保されていなければならぬ。第3に、高圧室14からの油のリーク量を一定に保つためには、プランジャ12の外周面とケーシング13の内周面との間の隙間が微少隙間に保たれるシール部分の長さaおよびbは、ある一定値以上に確保されなければならない。以上の第1、第2、第3の条件を満足させる場合の全長に関する長さしは、次の式で表わされる。

寸法等の製作上の誤差を吸収するものである。

上述の動弁機構において、エンジンの回転せぬクランクシャフトの回転に連動してその $1/2$ の回転数でカムシャフト9が回転すると、ロッカーアーム10がカム9aの回転に追随してプランジャ12の頭部12aを支点として揺動し、バルブ4を作動させる。

前述の如く工場でのエンジン組立時には、タベットクリヤランスはタベットアジャストスクリュー10bにより常に調整されているが、ユーザーに渡つてからの使用に伴うタベットクリヤランスの変化、すなわち、摩耗や熱膨張に伴うタベットクリヤランスの変化は、油圧式ラッシャアジャスタ11によつて自動調整されて、常に零隙間を保ち、静粛な運転とメンテナンスフリーが達成される。

本発明においては、上述の如くタベットアジャストスクリュー10bが動弁機構の各部の製作上の誤差を吸収できるので、油圧式ラッシャアジャスタ11に要求される調整範囲mは、タベットア

$$a + (A - C) + B + (A - C) + b + m = L$$

これより、

$$a + 2A - 2C + B + b + m = L \quad \dots \dots \dots \quad (1)$$

また、

$$m + A = (A - C) + B + (A - C)$$

であるので、これより、

$$m = A + B - 2C \quad \dots \dots \dots \quad (2)$$

(2)式を(1)式に代入すると、

$$a + b + A + 2m = L \quad \dots \dots \dots \quad (3)$$

(3)式より、mを△mだけ大きくすると、Lは△mの2倍だけ大きくなる。すなわち、油圧式ラッシャアジャスタ11の調整範囲mを△mだけ大きければ、△mの2倍だけ油圧式ラッシャアジャスタ11の全高も高くなるのである。すなわち、本発明においては、摩耗や熱膨張に対して必要な調整範囲mを設けるのに必要な高さとすれば併むのに対し、従来のものでは、各部の製作上の隙間を吸収するのに直接必要な増加分△mだけに止まらず、油の供給通路を確保する必要から、油圧式ラッシャアジャスタ11の全高が△mの2倍だけ高

くなる。

第4図は、第2の実施例を示し、シングルオーバーヘッドカムシャフト(S、O、H、C)式の動弁機構のエンジンに適用したものである。第1図と共に通する部分には同じ記号を付して説明を省略する。

この実施例では、カムシャフト20は排気バルブ4の側方にあり、このカムシャフト20の上位位置にロッカーアーム21が配設されている。

このロッカーアーム21は、腕部21aにタベットアジャストスクリュー21b、および固定用ナット21dを備えた点は前述の実施例と同じであるが、スリッパ部21cは反対側の下面に形成され、中央部がロッカーアーム軸22によって回動可能に支持されている。このロッカーアーム軸22は、大径部22aと中径部22bと小径部22cとを有し、大径部22aと小径部22cとは同一軸心であつてシリンダヘッド1に回転可能に支持され、中央の中径部22bは、ロッカーアーム軸22の軸心O₁（すなわち、大径部22a

21bを介してバルブ4を作動させる。油圧式ラッシャジャスタ11がロッカーアーム軸22の回動を拘束するため、中径部22bの軸心O₂の高さが維持されるが、タベットクリヤランスの変化に応じてプランジャ12が伸縮するので、ロッカーアーム軸22をその伸縮量に応じて回動させ、したがつて偏心した中径部22bの軸心O₂を軸心O₁のまわりに若干回転させ、もつて、ロッカーアーム21の支点の高さを変化させ、これによりタベットクリヤランスを常に常に維持する。

この実施例において、タベットアジャストスクリュー21bが動弁系の各部の製作上の誤差を吸収できること、したがつて、油圧式ラッシャジャスタの全高を低くできることは、第1の実施例の場合と同じである。

以上説明したように、本発明においては、ロッカーアームの支点部を支持する油圧式ラッシャジャスタを備え、かつ、ロッカーアームの一端にタベットクリヤランスを調整するためのタベットアジャストスクリューを備えているので、バルブ

特開昭59-218316(4)

および小径部22cの軸心）に対して偏心した軸心O₂を持つ。ロッカーアーム21はこの中径部22bに回動可能に支持され、また、ロッカーアーム軸22の大径部22aには油圧式ラッシャジャスタ11のプランジャ12の頭部12aが係合している。すなわち、油圧式ラッシャジャスタ11は、上面から見て第6図の如くロッカーアーム軸22の軸線(1)からはずれた位置にあり、プランジャ12の頭部12aは、大径部22aの外周に設けた凹部22dに嵌つて係合している。

第5図においては、排気バルブ4側のみを図示しているが、吸気バルブ側も同様の構造である。すなわち、共通のカムシャフト20に対して、図示のロッカーアーム21と対称的に設けられる吸気バルブ用のロッカーアームを有し、かつ、油圧式ラッシャジャスタを有する。

上述の動弁機構の動作を説明すると、カムシャフト20の回転に追随してロッカーアーム21がロッカーアーム軸22の中径部22bを中心として揺動回動し、タベットアジャストスクリュー

シート面の高さ、バルブの長さその他の動弁系の各部の製作上の誤差は、タベットアジャストスクリューにより調整してタベットクリヤランスを零とすることができる。油圧式ラッシャジャスタには、各部の摩耗や熱膨張等に伴う本来の調整範囲を持たすだけでよい。したがつて、油圧式ラッシャジャスタの全高を低くすることができ、したがつて、エンジンの小型化、重量軽減、コスト低減を達成することができる。

4. 図面の簡単な説明

図面は本発明の実施例を示すもので、第1図はDOHC式動弁機構のエンジンの要部断面図、第2図は第1図における要部のA矢視図、第3図は第1図における油圧式ラッシャジャスタの断面図、第4図は第3図の要部拡大図、第5図は他の実施例を示すSOHC式動弁機構のエンジンの要部断面図、第6図は第5図における要部のB矢視図、第7図は第5図におけるVII-VII断面図である。

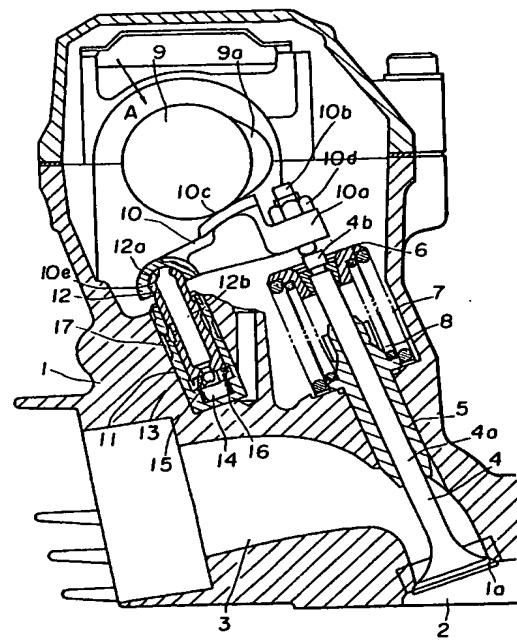
4 ……排気バルブ、4 b ……頭頂部、9, 20 ……カムシャフト、10, 21 ……ロッカーアーム、10a, 21a ……頭部、10b, 21b ……ダベットアジャストスクリュー、10c, 21c ……スリップ部、10d, 21d ……固定用ナット、11 ……油圧式ラッシュアジャスタ、12 ……プランジャー、12b ……中空部、12d ……連通孔、12e ……油溝、12f ……肩部、13 ……ケーシング、13a ……連通孔、13b ……油溝、13c ……保持キャップ、14 ……高圧室、15 ……逆止弁、16 ……プランジャスプリング、17 ……圧油供給通路、22 ……ロッカーアーム他。

出願人 本田技研工業株式会社

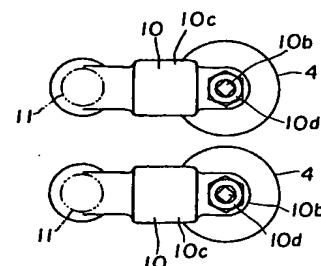
代理人 井畠士 志賀正



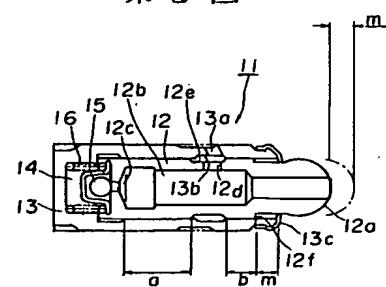
第1図



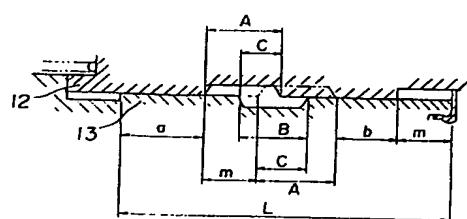
第2図



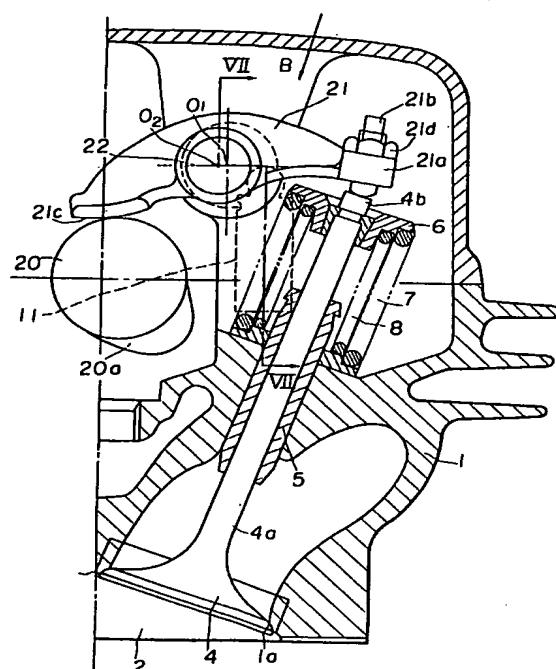
第3図



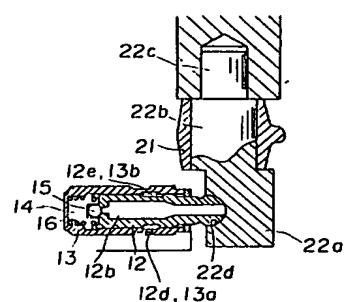
第4図



第5図



第7図



第6図

